



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK CIHLOVÉ DRTI

BELT CONVEYOR FOR BRICK CHIPPINGS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

VÍT JÍLEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN JONÁK

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Vít Jílek

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pásový dopravník cihlové drti

v anglickém jazyce:

Belt conveyor for brick chippings

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry a materiál.

Technické parametry:

- dopravní výkon 110 000kg.h-1
- osová vzdálenost 65m
- výškový rozdíl 17m

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

- funkční výpočet a určení hlavních rozměrů, návrh pohonu,
- rozbor materiálu cihlová drť včetně technických parametrů,
- pevnostní výpočet hřídele napínacího bubnu.

Nakreslete:

- sestavný výkres dopravníku,
- podsestavu napínací stanice.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení.
3. Remta, F., Kupka, L., Dražan, F.: Jeřáby.
4. Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení.
5. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
6. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Martin Jonák

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Cílem bakalářské práce je návrh pásového dopravníku sloužícího k dopravě cihlové drti. Návrh obsahuje výpočet pásového dopravníku a výkresovou dokumentaci dle zadání. Zadané hodnoty jsou dopravní výkon $110\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, osová vzdálenost 65 metrů a výškový rozdíl 17 metrů.

Funkční výpočet je proveden dle normy ČSN ISO 5048 z roku 1994.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, cihlová drť, nosné válečky, nosná větev, vratná větev, válečková stolice, hnáný buben, napínací zařízení.

ABSTRACT

The aim of this thesis is design of belt conveyor for transport of brick rubble. Thesis contains calculation and drawings of a belt conveyor according to the specified values. Specified values are transport capacity $110\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, center distance 49 meters in altitude of 17 meters.

Functional calculations are carried out according to ISO 5048, 1994.

KEYWORDS

Belt conveyor, brick chippings, conveyor rollers, roller mill, conveyor drive, powered drum tensioning device.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JÍLEK, V. *Pásový dopravník cihlové drti*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 46 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Martin Jonák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Jonáka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 28. května 2015

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji mému vedoucímu bakalářské práce Ing. Martinu Jonákovi za odborné rady během konzultací.



OBSAH

Úvod	11
1 Pásové dopravníky.....	12
1.1 Rozdělení pásových dopravníků	12
1.2 Schéma pásového dopravníku	12
2 Hlavní části pásových dopravníků.....	14
2.1 Rám.....	14
2.2 Bubny.....	14
2.3 Napínací zařízení	14
2.4 Válečky	15
2.5 Válečkové stolice	15
2.6 Pryžový pás dopravníku.....	15
3 Funkční výpočet cihlová drť.....	17
3.1 Sklon dopravníku.....	17
3.2 Volby rychlosti dopravního pásu	17
3.3 Volba sypné hmotnosti přepravovaného materiálu	17
3.4 Teoreticky potřebná plocha průřezu náplně.....	18
3.5 Volba pásu	18
3.6 Celková plocha průřezu náplně.....	18
3.6.1 Plocha průřezu náplně S ₁	18
3.6.2 Dynamický sypný úhel	19
3.6.3 Ložná šířka pásu	19
3.6.4 Plocha průřezu náplně S ₂	19
3.7 Skutečná plocha průřezu náplně	19
3.7.1 Součinitel sklonu	19
3.7.2 Součinitel korekce vrchlíku	19
3.8 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor.....	20
3.9 Objemová výkonnost	20
3.10 Hmotnostní výkonnost	20
3.11 Kontrola dopravovaného množství materiálu	20
3.12 Teoretická obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	20
3.12.1 Hlavní odpory	20
3.12.2 Vedlejší odpory	22
3.12.3 Odpor setrvačných sil v místě nakládky a v oblasti urychlování	22
3.12.4 Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování	22



3.12.5	Urychlovací délka.....	22
3.12.6	Světlná výška bočního vedení	23
3.12.7	Odpor ohybu pásu na bubnech	23
3.12.8	Odpor v ložiskách hnaného bubnu	23
3.12.9	Přídavné hlavní odpory.....	23
3.12.10	Odpor vychýlených bočních válečků.....	23
3.12.11	Přídavné vedlejší odpory	24
3.12.12	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením.....	24
3.12.13	Odpor stěrače pásu	24
3.12.14	Dotyková plocha stěrače pásu a pásu	24
3.12.15	Odpor shrnovače materiálu	24
3.12.16	Odpor k překonání dopravní výšky	24
3.13	Zvětšení potřebné obvodové síly na hnacím bubnu	25
3.14	Potřebný provozní výkon hnacího bubnu	25
3.15	Potřebný provozní výkon motoru.....	25
3.16	Návrh pohonu.....	25
3.17	Stanovení sil v pásu.....	25
3.17.1	Přenos obvodové síly na hnacím bubnu	26
3.17.2	Maximální obvodová hnací síla.....	26
3.17.3	Minimální tahová síla pro horní větev s ohledem na omezení průvěsu pásu	26
3.17.4	Minimální tahová síla pro dolní větev s ohledem na omezení průvěsu pásu	27
3.17.5	Největší tahová síla v pásu	27
3.17.6	Pevnostní kontrola pásu.....	27
3.17.7	Tah v pásu v nosné větvi	27
3.17.8	Tah v pásu ve vratné větvi.....	27
3.17.9	Výsledná síla namáhající buben	28
4	Pevnostní výpočty	29
4.1	Pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu	29
4.1.1	Zatížení hřídele hnaného bubnu s průběhem VVÚ	29
4.1.2	Síly působící na osu v bočnicích	30
4.1.3	Kontrola nebezpečných míst	30
4.1.4	Maximální ohybový moment na hřídeli	30
4.1.5	Modul průřezu v ohybu v bodě 1.....	31
4.1.6	Maximální ohybové napětí	31
4.1.7	Součinitel bezpečnosti v ohybu v bodě 1.	31
4.1.8	Ohybový moment v bodě 2	31



4.1.9	Modul průřezu v ohybu v bodě 2.....	31
4.1.10	Ohybové napětí v bodě 2.....	32
4.1.11	Součinitel bezpečnosti v ohybu	32
5	Konstrukční řešení pásového dopravníku	33
5.1	Rám dopravníku.....	33
5.2	Hnaný buben	34
5.3	Napínací zařízení	34
5.3.1	Kontrola závitových tyčí na vzpěr.....	36
5.3.2	Síla působící na napínací šroub	36
5.3.3	Poloměr setrvačnosti napínacího šroubu	36
5.3.4	Kvadratický moment průřezu napínacího šroubu.....	36
5.3.5	Plocha průřezu napínacího šroubu.....	37
5.3.6	Štíhlost napínacího šroubu	37
5.3.7	Redukovaná délka šroubu.....	37
5.3.8	Kritická síla dle Eulera	37
5.3.9	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability	37
5.4	Hnací buben	38
5.5	Nosná větev.....	38
5.5.1	Stolice nosné větve	38
5.5.2	Válečky nosné větve	38
5.6	Vratná větev	39
5.6.1	Stolice vratné větve	39
5.6.2	Válečky vratné větve	39
5.7	Pás dopravníku.....	40
5.8	Stěrač pásu	40
	Závěr.....	42
	Seznam použitých zkratk a symbolů	44
	Seznam příloh.....	48



ÚVOD

Z hlediska hospodárnosti je jedním z nejdůležitějších faktorů ve výrobě organizovaná doprava. K co nejefektivnějšímu přemísťování různých surovin, polotovarů, či hotových výrobků používáme různé druhy dopravních zařízení. [1]

Mezi nejrozšířenější přepravní prostředky patří pásové dopravníky. Jsou to mechanické dopravníky s tažným elementem – nekonečný pás dopravníku. Pásové dopravníky jsou vhodné zejména pro sypké materiály, ale i kusový materiál. Pásové dopravníky se používají především v případě, kdy se jedná o dlouhodobou činnost, velké množství přepravovaného materiálu a dlouhou přepravní vzdálenost. Typickým příkladem je pak těžba v povrchových dolech, kdy je přepravován těžební materiál nebo použití v tepelných elektrárnách k přívodu uhlí a podobně. [2]

Pásové dopravníky se staví k dopravě až 10 000 m³ za hodinu. Jedním dopravníkem, v závislosti na tvaru terénu, lze překlenout vzdálenost až 5000 metrů. Mezi výhody pásových dopravníků patří velký rozsah výkonů, relativně malá spotřeba energie, možnost značné délky v jedné sekci, možnost nakládat i skládat materiál v libovolném místě, malý počet obsluhujícího personálu, malé poškození materiálu otěrem a drcením, vysoká provozní spolehlivost, nehlučnost a bezpečnost. Nevýhodou může být omezené použití při dopravě ve sklonu nebo značné opotřebení při dopravě abrazivních materiálů [1].



1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Rozdělení dle literatury [1]

a) Podle provedení ložného profilu

- Dopravníky s profilem rovným,
- Dopravníky s profilem korýtkovým.

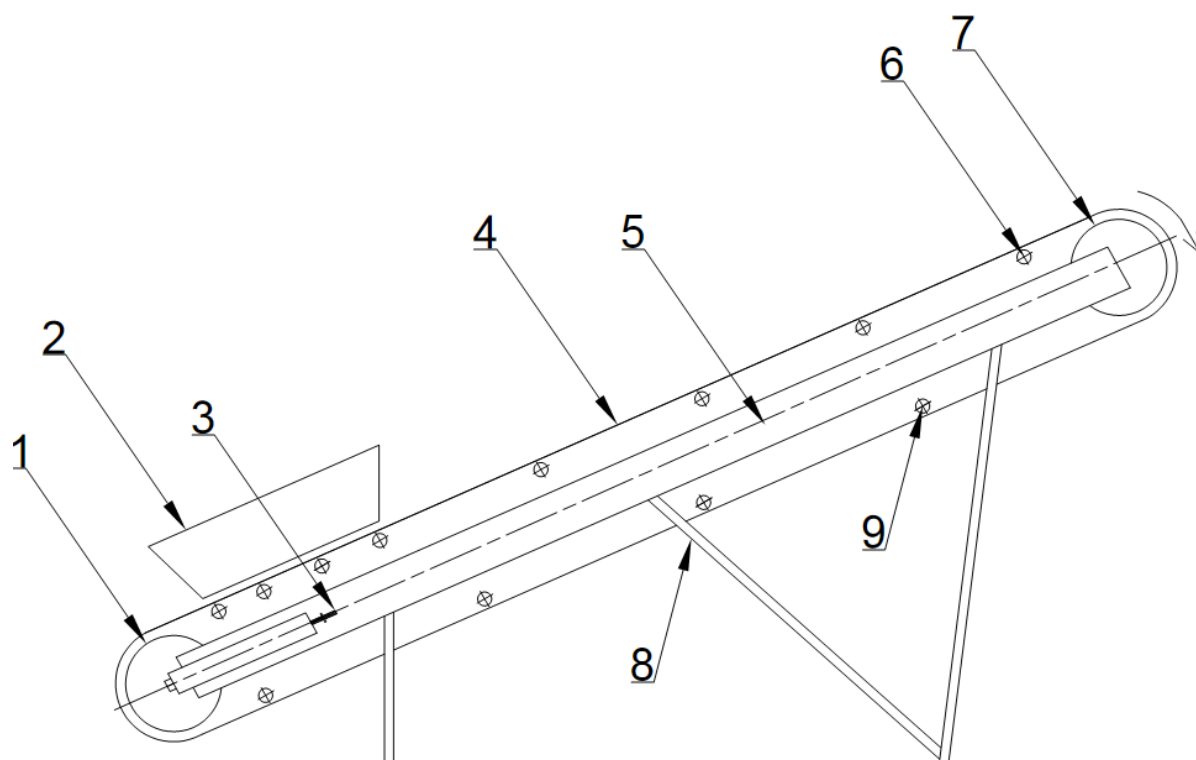
b) Podle tvaru dělíme dopravníky na:

- Vodorovné,
- Šikmé,
 - Dovrchní
 - Úpadní
- Lomené,
 - Konvexní
 - Konkávní

c) Podle materiálu, z něhož je zhotoven pás rozeznáváme dopravníky s pásy:

- Pryžovými,
- Textilními,
- Ocelovými,
- Pletivovými.

1.2 SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku; 1 – Hnaný buben, 2-Násypka, 3-Napínací zařízení, 4-Pás, 5-Rám, 6-Válečky nosné větve, 7-Hnací buben, 8-Stojina, 9-Válečky vratné větve



2 HLAVNÍ ČÁSTI PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

2.1 RÁM

Nosnou částí dopravníku je rám, na který jsou postupně doplňeny ostatní komponenty. Rám většinou bývá vyztužen příhradovou konstrukcí. U delších dopravníků může být rozdělen na více segmentů.

2.2 BUBNY

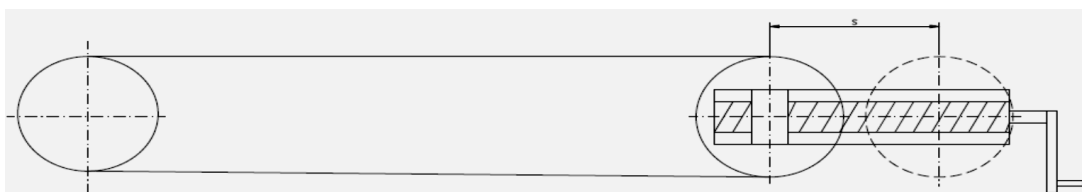
Bubny pásového dopravníku bývají lité nebo svařované. Pro stabilní vedení pásu může povrch bubnu mít mírně kónické konce nebo může být bombírován. Rozlišujeme bubny hnané a hnací. Hnací buben bývá umístěn na přepadovém konci dopravníku a uvádí pás v pohyb přenosem síly na pás. K zamezení prokluzu pásu po povrchu bubnu bývá povrch bubnu upraven pogumováním, rýhováním nebo keramickým povrchem, aby bylo docíleno co největšího součinitele tření. Koncový buben ve spodní části dopravníku je uložen pohyblivě v napínací stanici pásového dopravníku a zajišťuje tak dostatečné napnutí pásu [2] [1].

2.3 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

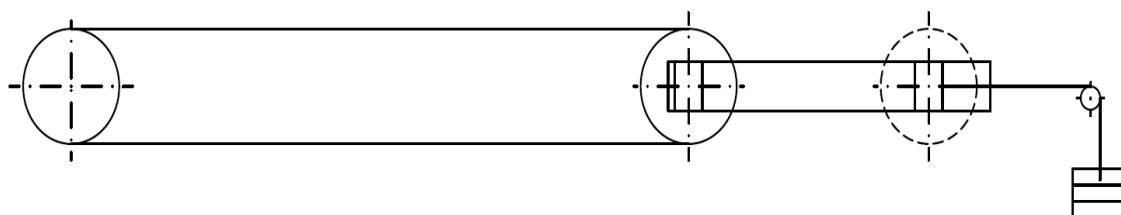
Napínací zařízení dělíme na [1]

- Tuhá- většinou se užívají pro krátké pásové dopravníky. Samotné napínání se provádí lanem, nebo šrouby [2].
- Samočinná se závažím – především pro delší dopravníky. Nabízí konstantní teoreticky potřebné zatížení bez ohledu na aktuální protažení pásu [2].
- Samočinná elektrická nebo pneumatická.

Pro zamezení prokluzu pásu na hnaném bubnu musí být zajištěna dostatečná napínací síla. Potřebný zdvih napínacího zařízení musí být 1,5 až 2,5 % délky dopravníku [1].



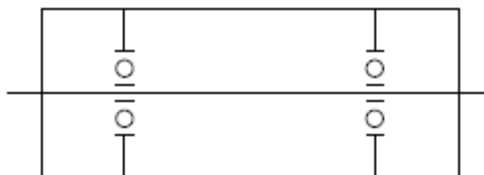
Obr. 2 Napínací zařízení tuhé s napínacími šrouby



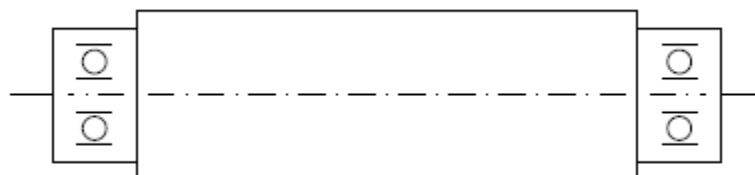
Obr. 3 Napínací zařízení se závažím

2.4 VÁLEČKY

Válečky slouží k podpírání a vedení pásu dopravníku. Svým uspořádáním vytváří požadovaný ložný průřez. Válečky mají značný vliv na vlastnosti dopravníku. Požadovanými vlastnostmi u válečků je malá hmotnost, malý odpor proti otáčení, jednoduchá konstrukce a dobrá ochrana proti vniknutí nečistot. Setkáváme se se dvěma provedeními válečku. S pevnou osou a s čepy ve víku. První řešení má nižší odpor proti valení, dá se snadno vyměnit, ale váleček je těžší a má nižší životnost. Druhé řešení se používá pro širší pásy. Válečky jsou lehčí, tedy i levnější. Nevýhodou je náročnější montáž [2].



Obr. 4 Váleček s pevnou osou



Obr. 5 Váleček s čepy ve víku

2.5 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečky se vkládají do válečkových stolic tak, aby podpírali pás s materiálem v nosné a prázdný pás ve vratné větvi. Stolice s jedním válečkem se používají zejména pro vratnou větev. Se dvěma a třemi válečky se používají pro nosnou větev, kdy úhel mezi horizontální rovinou a válečky může být 20°, 30°, ale i 35° a více podle požadovaného příčného průřezu. Grilandové válečkové stolice se skládají z na rámu otočně zavěšeného lana, na kterém jsou pevně nasazené nosné kladky. Tyto stolice se vyznačují dobrou podporou pásu [2]. Rozteč mezi stolicemi v nosné větvi kolísá mezi 0,75 až 1,8 m. V místě násypu je rozteč menší – mezi 0,45 až 0,6 metru. Ve vratné větvi bývá rozteč okolo 3 m. [1]

2.6 PRYŽOVÝ PÁS DOPRAVNÍKU

Pás dopravníku pracuje ve složitých podmínkách a je vystaven největšímu opotřebení ze všech částí dopravníků. Správná volba pásu má rozhodující vliv na jeho provoz. Pryžový pás dopravníku se skládá z nosných vložek, které jsou vzájemně spojeny 0,5 až 1 mm pryže. Horní vrstva pryže, na níž spočívá dopravovaný materiál, bývá 1,5 až 5 mm. Vložky mohou být textilní, syntetické nebo z ocelových lan [1].

2.7 ČIŠTĚNÍ PÁSU

Pro bezporuchový provoz dopravníku je nezbytné správné čištění pásu, na kterém ulpívá materiál, který se poté dostane na válečky ve vratné větvi, a takto nalepený nebo



v zimě přimrzlý materiál může způsobovat vychylování pásu. Proto čistíme pás stěračem, který na pás tlačí pomocí pružin nebo závaží [1].

Pás může být čistěn také rotačním kartářem, který je poháněn od hřídele bubnu. Dalším řešením můžeou být speciální válečky ve vratné větvi[1].



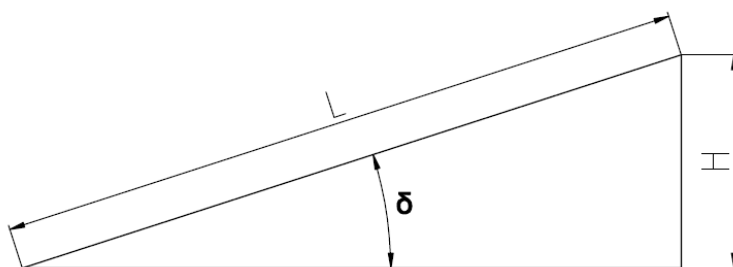
3 FUNKČNÍ VÝPOČET CIHLOVÁ DRŤ

Výpočet je proveden podle normy ČSN ISO5048 dle skript Zařízení pro plynulou dopravu nákladů.

Zadané parametry:

- Dopravní výkon $Q = 110000 \text{ kg.h}^{-1}$,
- Osová vzdálenost přesypů $L = 65 \text{ m}$,
- Výškový rozdíl $H = 17 \text{ m}$,
- Dpravovaný materiál je cihlová drť .

3.1 SKLON DOPRAVNÍKU



Obr. 6 Sklon dopravníku

$$\sin \delta = \frac{H}{L}$$

$$\delta = \arcsin \frac{H}{L}$$

$$\delta = \arcsin \frac{17}{65}$$

$$\delta = 15^{\circ}9'$$

(1)

3.2 VOLBY RYCHLOSTI DOPRAVNÍHO PÁSU

Dle literatury [2], str. 148, tab. 8.3 musíme vybrat kategorii přepravovaného materiálu s co nejpodobnějšími vlastnostmi cihlové drti. Rozsah činí $(1,25 - 2 \text{ m.s}^{-1})$. Je zvolena jmenovitá dopravní rychlost $v = 1,5 \text{ m.s}^{-1}$

3.3 VOLBA SYPNÉ HMOTNOSTI PŘEPRÁVOVANÉHO MATERIÁLU

Dle literatury [2] volím pro cihlovou drť objemovou sypnou hmotnost



$\rho = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a sypný úhel $\alpha = 30^\circ$.

3.4 TEORETICKY POTŘEBNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$Q = 3600 \cdot \rho \cdot S_T \cdot v \Rightarrow S_T = \frac{Q}{3600 \cdot \rho \cdot v}$$

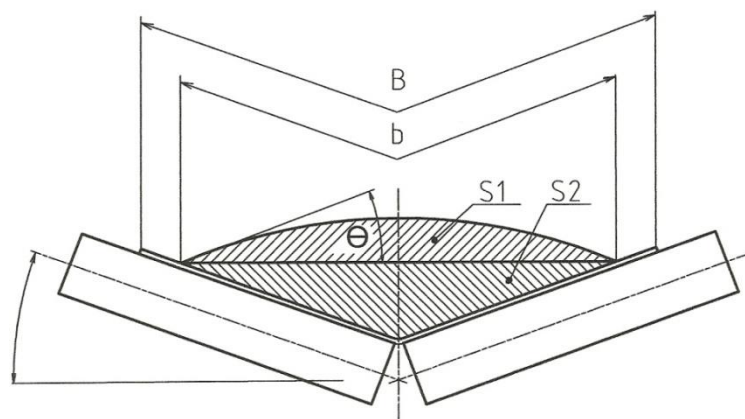
$$S_T = \frac{110000}{3600 \cdot 1500 \cdot 1,5} \quad (2)$$

$$S_T = 0,0136 \text{ m}^2$$

3.5 VOLBA PÁSU

Dle literatury [2], str. 149, tab. 8.4, zvolena šířka pásu $B = 0,4 \text{ m}$. Volena korýtková válečková stolice se sklonem válečků $\alpha = 20^\circ$ [7].

3.6 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ



Obr. 7 Dvouválečková stolice

$$S = S_1 + S_2$$

$$S = 0,008166 + 0,007721$$

$$S = 0,01589 \text{ m}^2 \quad (3)$$

3.6.1 PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ S1

$$S_1 = [b \cdot \cos \beta]^2 \cdot \frac{\tan \theta}{6}$$

$$S_1 = [0,31 \cdot \cos 20^\circ]^2 \cdot \frac{\tan 22,5^\circ}{6} \quad (4)$$

$$S_1 = 0,0058 \text{ m}^2$$



3.6.2 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha$$

$$\theta = 0,75 \cdot 30^\circ \quad (5)$$

$$\theta = 22^\circ 5'$$

3.6.3 LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05$$

$$b = 0,9 \cdot 0,4 - 0,05 \quad (6)$$

$$b = 0,31m$$

3.6.4 PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ S_2

$$S_2 = \left[\frac{b}{2} \cdot \cos\beta \right] \cdot \left[\frac{b}{2} \cdot \sin\beta \right]$$

$$S_2 = \left[\frac{0,31}{2} \cdot \cos 20^\circ \right] \cdot \left[\frac{0,31}{2} \cdot \sin 20^\circ \right] \quad (7)$$

$$S_2 = 0,0077 m^2$$

3.7 SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$S_K = S \cdot k$$

$$S_K = 0,01589 \cdot 0,897 \quad (8)$$

$$S_K = 0,01425 m^2$$

3.7.1 SOUČINITEL SKLONU

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_v)$$

$$k = 1 - \frac{0,0058}{0,01589} \cdot (1 - 0,7189) \quad (9)$$

$$k = 0,897$$

3.7.2 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU

$$k_v = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}}$$



$$k_v = \sqrt{\frac{\cos^2 15^\circ 9' - \cos^2 22^\circ 5'}{1 - \cos^2 22^\circ 5'}} \quad (10)$$

$$k_v = 0,7189$$

3.8 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÝ PROSTOR

Kontrola podmínky: $S_K > S_T$

$$0,01425 \text{ m}^2 > 0,0136 \text{ m}^2$$

Vybraný pás lze použít.

3.9 OBJEMOVÁ VÝKONNOST

$$I_V = S \cdot v \cdot k$$

$$I_V = 0,01589 \cdot 1,5 \cdot 0,897 \quad (12)$$

$$I_V = 0,0214 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.10 HMOTNOSTNÍ VÝKONNOST

$$I_m = 3600 \cdot I_V \cdot \rho$$

$$I_m = 3600 \cdot 0,0214 \cdot 1500 \quad (13)$$

$$I_m = 115560 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

3.11 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU

Kontrola podmínky: $I_m > Q$

$$115560 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} > 110000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Dopravované množství materiálu vyhovuje.

3.12 TEORETICKÁ OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{UP} = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St}$$

$$F_{UP} = 409,74 + 373,53 + 17,1 + 308 + 3568,88 \quad (15)$$

$$F_{UP} = 4677,25 \text{ N}$$

3.12.1 HLAVNÍ ODPORY

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta]$$

$$F_H = 0,02 \cdot 65 \cdot 9,81 \cdot [3,50 + 0,83 + (2 \cdot 3,7 + 21,4) \cdot \cos 15^\circ 9'] \quad (16)$$

$$F_H = 409,74 \text{ N}$$



Dle literatury zvolen součinitel tření $f = 0,02$ a tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ [3].

3.12.1.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR V HORNÍ VĚTVI

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot P_1}{L}$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 1,7 \cdot 67}{65} \quad (17)$$

$$q_{RO} = 3,50 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Z údajů udávaných výrobcem je váha rotující části válečku v horní větvi $q_1 = 1,7 \text{ kg}$ [8].

3.12.1.2 POČET ŘAD VÁLEČKŮ V HORNÍ VĚTVI

$$P_1 = \frac{L_n}{a_n} + \frac{L - L_n}{a_o}$$

$$P_1 = \frac{2}{0,5} + \frac{65 - 2}{1} \quad (18)$$

$$P_1 = 67$$

3.12.1.3 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR V DOLNÍ VĚTVI

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot P_2}{L}$$

$$q_{RU} = \frac{2,5 \cdot 22}{65} \quad (19)$$

$$q_{RU} = 0,85 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Z údajů udávaných výrobcem je váha rotující části válečku v dolní větvi $q_2 = 2,5 \text{ kg}$ dle [8].

3.12.1.4 POČET ŘAD VÁLEČKŮ V DOLNÍ VĚTVI

$$P_2 = \frac{L}{a_U}$$

$$P_2 = \frac{65}{3} \quad (20)$$

$$P_2 = 21,67$$

3.12.1.5 HMOTNOST DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU NA 1 METR DÉLKY PÁSU

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v}$$



$$q_G = \frac{0,0214 \cdot 1500}{1,5} \quad (21)$$

$$q_G = 21,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

3.12.1.6 HMOTNOST 1 METRU DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_B = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (22)$$

Z údajů udávaných výrobcem je váha 1m pásu $q_B = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ [6].

3.12.2 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_O + F_t + F_r$$

$$F_N = 48,15 + 17,4 + 17,05 + 2,93 + 288 \quad (23)$$

$$F_N = 373,53 \text{ N}$$

3.12.3 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDKY A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0)$$

$$F_{bA} = 0,0214 \cdot 1500 \cdot (1,5 - 0) \quad (24)$$

$$F_{bA} = 48,15 \text{ N}$$

$$\text{Rychlost dopravované hmoty } v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.12.4 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2}$$

$$F_f = \frac{0,5 \cdot 0,0214^2 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot 0,229}{\left(\frac{1,5 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,281^2} \quad (25)$$

$$F_f = 17,4 \text{ N}$$

Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi dle literatury [3] Tab. 2 zvolen $\mu_2 = 0,5$.

3.12.5 URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1}$$



$$l_b = \frac{1,5^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,5} \quad (26)$$

$$l_b = 0,229m$$

Součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a pásem zvolen $\mu_1 = 0,5$ dle literatury [3].

3.12.6 SVĚTLÁ VÝŠKA BOČNÍHO VEDENÍ

$$b_1 = b \cdot \cos \beta$$

$$b_1 = 0,30 \cdot \cos 20^\circ \quad (27)$$

$$b_1 = 0,281m$$

3.12.7 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_o = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D_B}$$

$$F_o = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{4180}{0,4} \right) \cdot \frac{0,0068}{0,32} \quad (28)$$

$$F_o = 17,05N$$

Podle údajů výrobce je tah v pásu na bubnu $F = 4180 N$ a síla pásu $d = 0,0068 m$ [6]

3.12.8 ODPOR V LOŽISKÁCH HNANÉHO BUBNU

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_{H1}}{D_B} \cdot F$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,045}{0,32} \cdot 4180 \quad (29)$$

$$F_t = 2,93 N$$

3.12.9 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = F_\varepsilon = 17,1N \quad (30)$$

3.12.10 ODPOR VYCHÝLENÝCH BOČNÍCH VÁLEČKŮ

$$F_{S1} = \mu_0 \cdot L \cdot q_B \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon$$

$$F_{S1} = 0,3 \cdot 65 \cdot 3,7 \cdot 9,81 \cdot \cos 20^\circ \cdot \cos 15,9^\circ \cdot \sin 2^\circ \quad (31)$$

$$F_{S1} = 22,32 N$$

Vychýlení válečků $\varepsilon = 2^\circ$ [7].



Součinitel tření mezi válečky a pásem dle literatury zvolen $\mu_0 = 0,3$ [3].

3.12.11 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r + F_a$$

$$F_{S2} = 17,7 + 288 + 0 \quad (32)$$

$$F_{S2} = 305,7 \text{ N}$$

3.12.12 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot l_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2}$$

$$F_{gL} = \frac{0,5 \cdot 0,0214^2 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot 1,5}{(1,5)^2 \cdot 0,291^2} \quad (33)$$

$$F_{gL} = 17,7 \text{ N}$$

Délka bočního vedení $l = 1,5 \text{ m}$. součinitel tření bočního vedení μ_2 zvolen 0,5 dle [3].

3.12.13 ODPOR STĚRAČE PÁSU

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3$$

$$F_r = 0,012 \cdot 4 \cdot 10^4 \cdot 0,6 \quad (34)$$

$$F_r = 288 \text{ N}$$

Součinitel tření mezi stěračem a pásem $\mu_3 = 0,6$ zvolen dle literatury [3].

Tlak mezi stěračem a pásem $p = 4 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$ zvolen dle literatury [3]

3.12.14 DOTYKOVÁ PLOCHA STĚRAČE PÁSU A PÁSU

$$A = B \cdot t_c$$

$$A = 0,4 \cdot 0,03 \quad (35)$$

$$A = 0,012 \text{ m}^2$$

$$t_c = 0,03 \text{ dle [11]}$$

3.12.15 ODPOR SHRNOVAČE MATERIÁLU

$$F_a = 0 \text{ N} \quad (36)$$

V tomto případě není shrnovač materiálu použit.

3.12.16 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{st} = q_G \cdot H \cdot g$$

$$F_{st} = 21,4 \cdot 17 \cdot 9,81 \quad (37)$$



$$F_{st} = 3568,88 \text{ N}$$

3.13 ZVĚTŠENÍ POTŘEBNÉ OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍM BUBNU

$$F_U = F_{Up} \cdot 1,2$$

$$F_U = 4677,25 \cdot 1,2 \quad (38)$$

$$F_U = 5612,7 \text{ N}$$

F_{Up} je potřebná obvodová síla na hnacím bubnu, vypočtena dle rovnice (15).

3.14 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON HNACÍHO BUBNU

$$P_A = F_U \cdot v$$

$$P_A = 5612,7 \cdot 1,5 \quad (39)$$

$$P_A = 8419 \text{ W}$$

3.15 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta}$$

$$P_M = \frac{7898,31}{0,9} \quad (40)$$

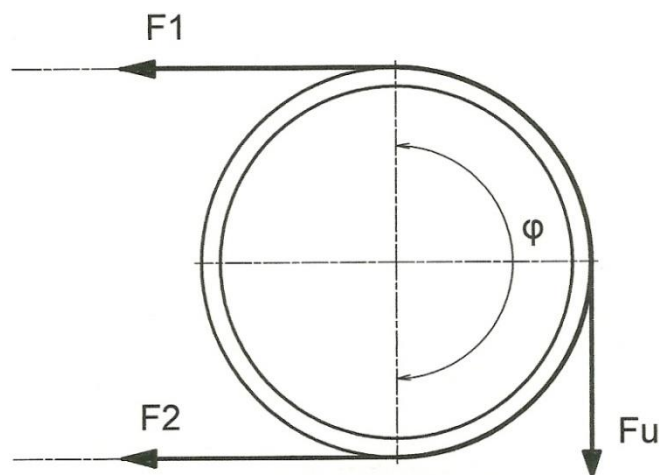
$$P_M = 9354 \text{ W}$$

Dle literatury je celková účinnost pohonu volena $\eta = 0,9$ [3].

3.16 NÁVRH POHONU

Zvolen elektrobuben Rulmeca 320 M s výkonem 11Kw.

3.17 STANOVENÍ SIL V PÁSU



Obr. 8 Schéma sil v pásu

3.17.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍM BUBNU

$$F_{2min} \geq F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1}$$

$$F_{2min} \geq 7296,5 \cdot \frac{1}{e^{0,25 \cdot \pi} - 1} \quad (41)$$

$$F_{2min} \geq 6119,1 \text{ N}$$

Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem zvolen dle literatury $\mu = 0,25$ [3].

Úhel opásání poháněcího bubnu zvolen $\varphi = 180^\circ$.

3.17.2 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{Umax} = \xi \cdot F_U$$

$$F_{Umax} = 1,3 \cdot 5612,7 \quad (42)$$

$$F_{Umax} = 7296,5 \text{ N}$$

Dle literatury součinitel rozběhu zvolen $\xi = 1,3$ [3].

3.17.3 MINIMÁLNÍ TAHOVÁ SÍLA PRO HORNÍ VĚTEV S OHLEDEM NA OMEZENÍ PRŮVĚSU PÁSU

$$F_{hmin} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}}$$

$$F_{hmin} \geq \frac{1 \cdot (3,7 + 21,4) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012} \quad (43)$$

$$F_{hmin} \geq 2564,9 \text{ N}$$



Dle literatury zvolen maximální průvřes pásu v horní větvi $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm} = 0,012m$ [3].

3.17.4 MINIMÁLNÍ TAHOVÁ SÍLA PRO DOLNÍ VĚTEV S OHLEDEM NA OMEZENÍ PRŮVŘESU PÁSU

$$F_{dmin} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_u}\right)_{adm}}$$

$$F_{dmin} \geq \frac{3 \cdot 3,7 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012} \quad (44)$$

$$F_{dmin} \geq 1134,2N$$

Dle literatury zvolen maximální průvřes pásu v dolní větvi $\left(\frac{h}{a_u}\right)_{adm} = 0,012m$ [3].

3.17.5 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{max} \approx F_1 \approx \xi \cdot F_U \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \pi} - 1} + 1\right)$$

$$F_{max} \approx F_1 \approx 1,6 \cdot 5612,7 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,25 \cdot \pi} - 1} + 1\right) \quad (45)$$

$$F_{max} \approx F_1 \approx 16511,6 N$$

3.17.6 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

Kontrola podmínky: $F_{DP} \geq F_{max}$

$$R_{mp} \cdot B \geq F_{max}$$

$$250 \cdot 400 \geq 16511,6 \quad (46)$$

$$100000N \geq 16511,6 N$$

Zvolený pás vyhovuje.

Pevnost pásu $R_{mp} = 250 N \cdot mm^{-1}$ dle údajů výrobce [6].

3.17.7 TAH V PÁSU V NOSNÉ VĚTVI

$$F_1 = F_{max}$$

$$F_1 = 16511,6 N \quad (47)$$

3.17.8 TAH V PÁSU VE VRATNÉ VĚTVI

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}}$$



$$F_2 = \frac{16511,6}{e^{0,25 \cdot \pi}} \quad (48)$$

$$F_2 = 7531 \text{ N}$$

3.17.9 VÝSLEDNÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$F_V = F_1 + F_2$$

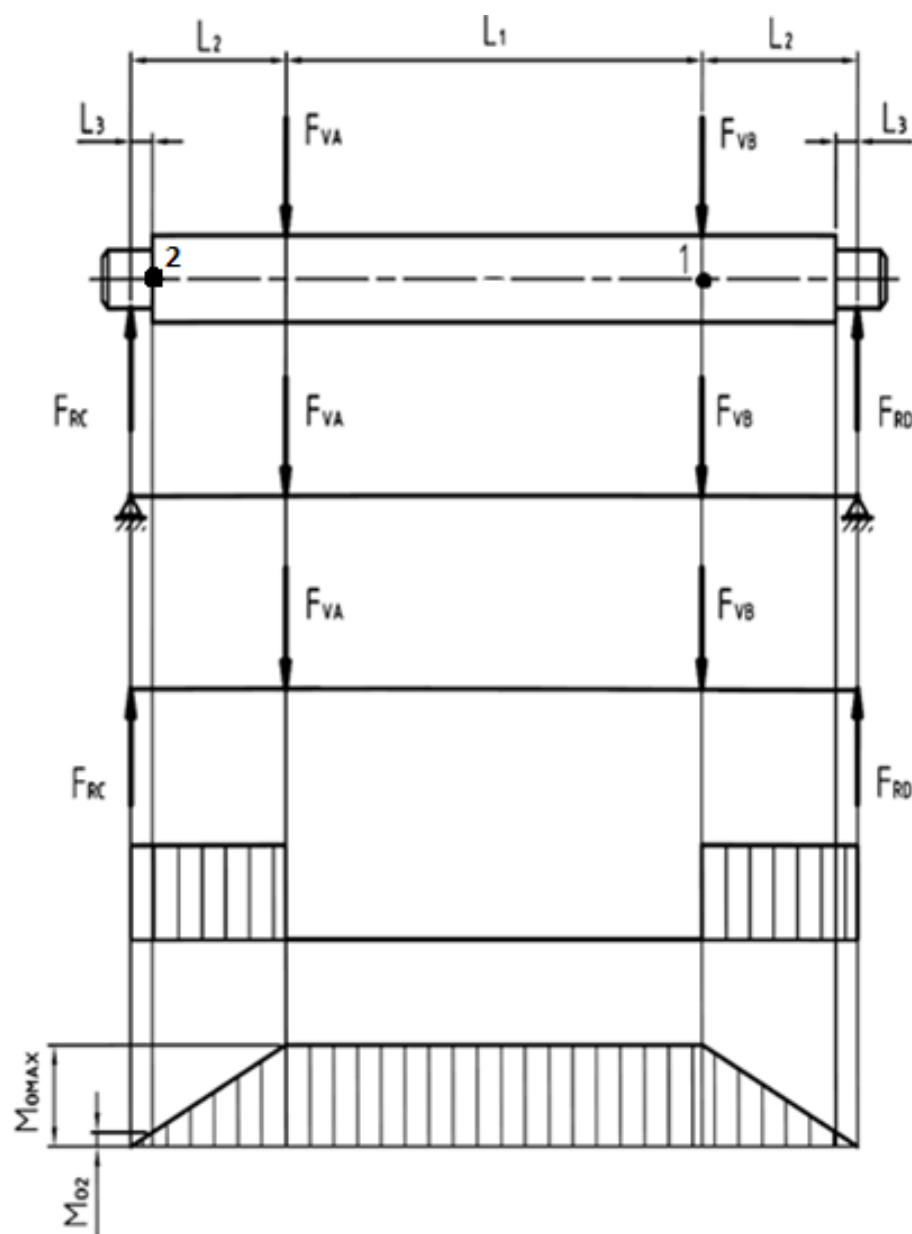
$$F_V = 16511,6 + 7531 \quad (49)$$

$$F_V = 24\,042 \text{ N}$$

4 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

4.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HŘÍDELE HNANÉHO BUBNU

4.1.1 ZATÍŽENÍ HŘÍDELE HNANÉHO BUBNU S PRŮBĚHEM VVÚ



Obr. 9 Zatížení hřídele hnaného bubnu s průběhem VVÚ



Rozměry:

$$L_1 = 440 \text{ mm},$$

$$L_2 = 56,5 \text{ mm},$$

$$L_3 = 24 \text{ mm}.$$

4.1.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OSU V BOČNÍCH

$$F_{VA} = F_{VB} = \frac{F_V}{2}$$

$$F_A = F_B = \frac{24042}{2} \quad (50)$$

$$F_A = F_B = 12021 \text{ N}$$

Silová podmínka:

$$\sum T = 0$$

$$F_{RC} + F_{RD} - F_{VA} - F_{VB} = 0 \Rightarrow F_{RD}$$

$$F_{RD} = F_{VA} + F_{VB} - F_{RC}$$

$$F_{RD} = 12021 + 12021 - 12021 \quad (51)$$

$$F_{RD} = 12021 \text{ N}$$

Momentová podmínka:

$$\sum M_{OD} = 0$$

$$F_{RC} \cdot (2 \cdot L_2 + L_1) - F_{VA} \cdot (L_2 + L_1) - F_{VB} \cdot L_2 = 0 \Rightarrow F_{RC}$$

$$F_{RC} = \frac{F_{VB} \cdot (L_2 + L_1) + F_{VA} \cdot L_2}{2 \cdot (L_2 + L_1)}$$

$$F_{RC} = \frac{12021 \cdot (0,0565 + 0,44) + 12021 \cdot 0,0565}{2 \cdot (0,0565 + 0,44)} \quad (52)$$

$$F_{RC} = 6694,5 \text{ N}$$

4.1.3 KONTROLA NEBEZPEČNÝCH MÍST

Z průběhu VVÚ jsou zvoleny ke kontrole body 1 a 2.

4.1.4 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT NA HŘÍDELI

Z průběhu VVÚ vychází největší ohybový moment mezi F_{VA} a F_{VB}

$$M_{Omax} = F_{RD} \cdot L_3$$



$$M_{Omax} = 12021 \cdot 0,0565 \quad (53)$$

$$M_{Omax} = 679,2 \text{ Nm}$$

4.1.5 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V BODĚ 1.

$$W_{O1} = \frac{\pi \cdot d_H^3}{32}$$

$$W_{O1} = \frac{\pi \cdot 0,070^3}{32} \quad (54)$$

$$W_{O1} = 3,36 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

4.1.6 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_{Omax}}{W_{O1}}$$

$$\sigma_{Omax} = \frac{679,2}{3,36 \cdot 10^{-5}} \quad (55)$$

$$\sigma_{Omax} = 20214285 \text{ Pa} \cong 20,21 \text{ MPa}$$

4.1.7 SOUČINITEL BEZPEČNOSTI V OHYBU V BODĚ 1.

$$k_1 = \frac{\sigma_{ODOV}}{\sigma_{Omax}}$$

$$k_1 = \frac{50}{20,21} \quad (56)$$

$$k_1 = 2,47$$

Průměr hnané hřídele vyhovuje.

4.1.8 OHYBOVÝ MOMENT V BODĚ 2

$$M_{O2} = F_{RC} \cdot L_3$$

$$M_{O2} = 12021 \cdot 0,024 \quad (56)$$

$$M_{O2} = 288,5 \text{ Nm}$$

4.1.9 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V BODĚ 2

$$W_{O2} = \frac{\pi \cdot d_{H1}^3}{32}$$

$$W_{O2} = \frac{\pi \cdot 0,050^3}{32} \quad (57)$$



$$W_{O2} = 1,22 \cdot 10^{-5} m^3$$

4.1.10 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V BODĚ 2

$$\sigma_{O2} = \frac{M_{O2}}{W_{O2}} \cdot \alpha$$

$$\sigma_{O2} = \frac{288,5}{1,22 \cdot 10^{-5}} \cdot 2 \quad (58)$$

$$\sigma_{O2} = 23647540 Pa \cong 47,2 MPa$$

Součinitel koncentrace napětí α zvolen dle literatury [12]

4.1.11 SOUČINITEL BEZPEČNOSTI V OHYBU

$$k_2 = \frac{\sigma_{ODOV}}{\sigma_{O2}}$$

$$k_2 = \frac{50}{47,2} \quad (59)$$

$$k_2 = 1,1$$

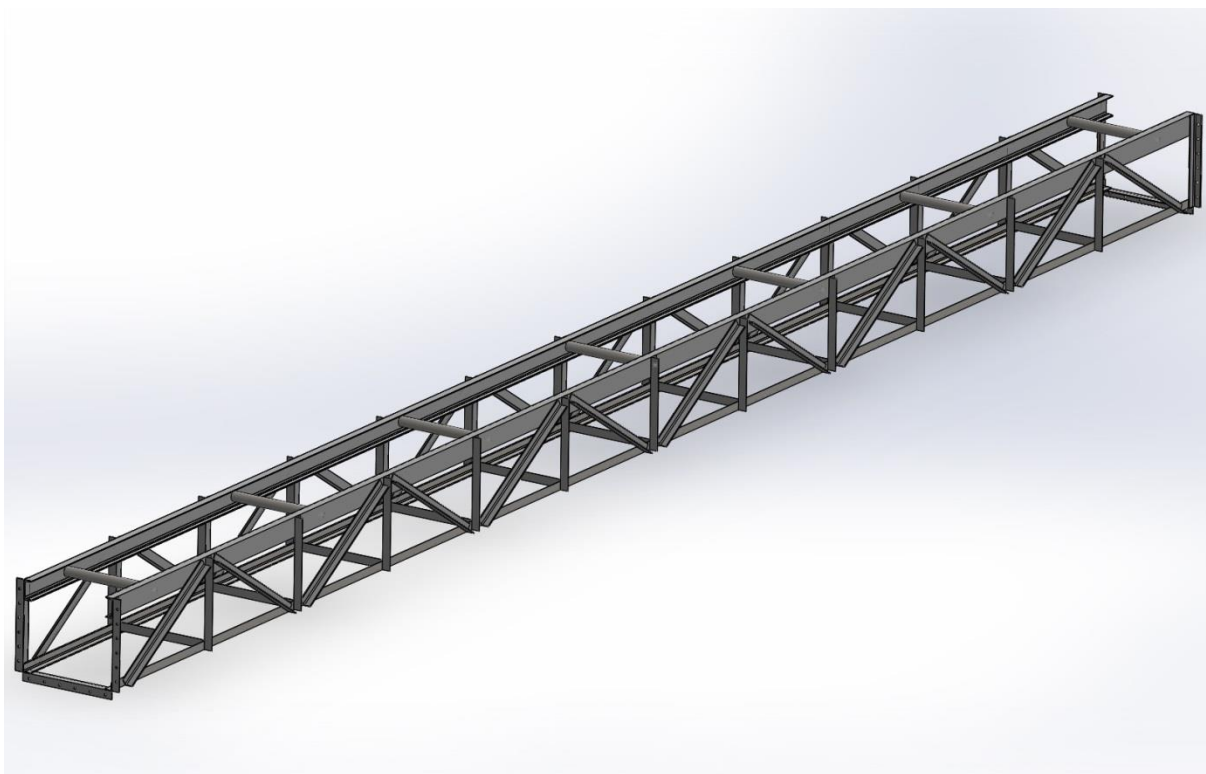
Průměr v ložisku hnané hřídele vyhovuje.



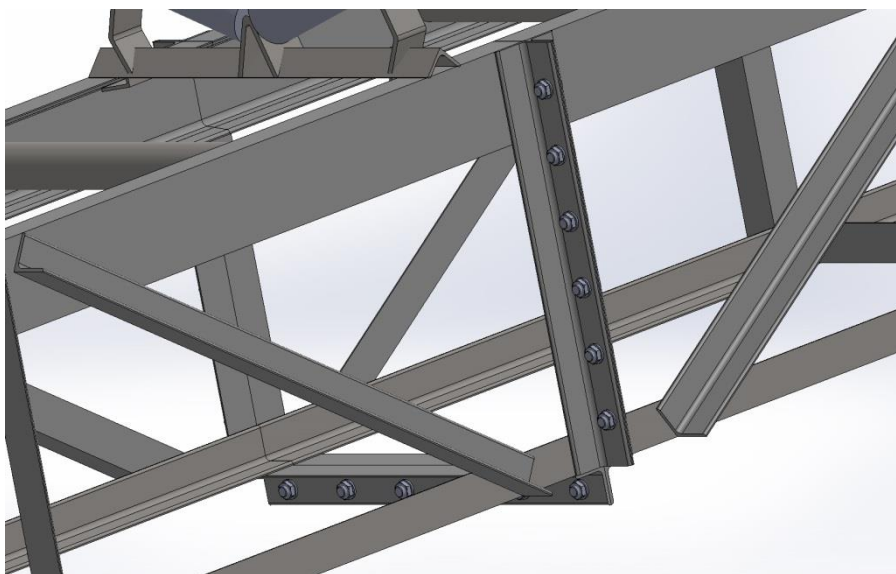
5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

5.1 RÁM DOPRAVNÍKU

Základem každého z pěti segmentů jsou dva profily U 140 ČSN 42 5570 o délce 13 m. Profily jsou v rozteči 700 mm pomocí bezešvé trubky 70x5 ČSN 42 5715, aby byla možná montáž daných válečkových stolic. Segmenty jsou vyztuženy příhradovou konstrukcí, která se skládá z profilů L 65x50x5 ČSN EN 10056. Jednotlivé segmenty jsou navzájem spojeny šroubovými spoji. Doprvník stojí na dvou párech stojin, jejichž hlavní části jsou tvořeny z profilů U 200 ČSN 42 5570. Rozteč těchto profilů je zajištěna profily U 140 ČSN 42 5570. Pro větší únosnost jsou stojiny doplněny vzpěrami. Stojiny jsou s rámem spojeny šroubovým spojem M36. Stejným šroubovým spojem jsou připojeny k desce, které jsou zakotveny šroubovým spojem k betonovému základu [4].



Obr. 10 Rám



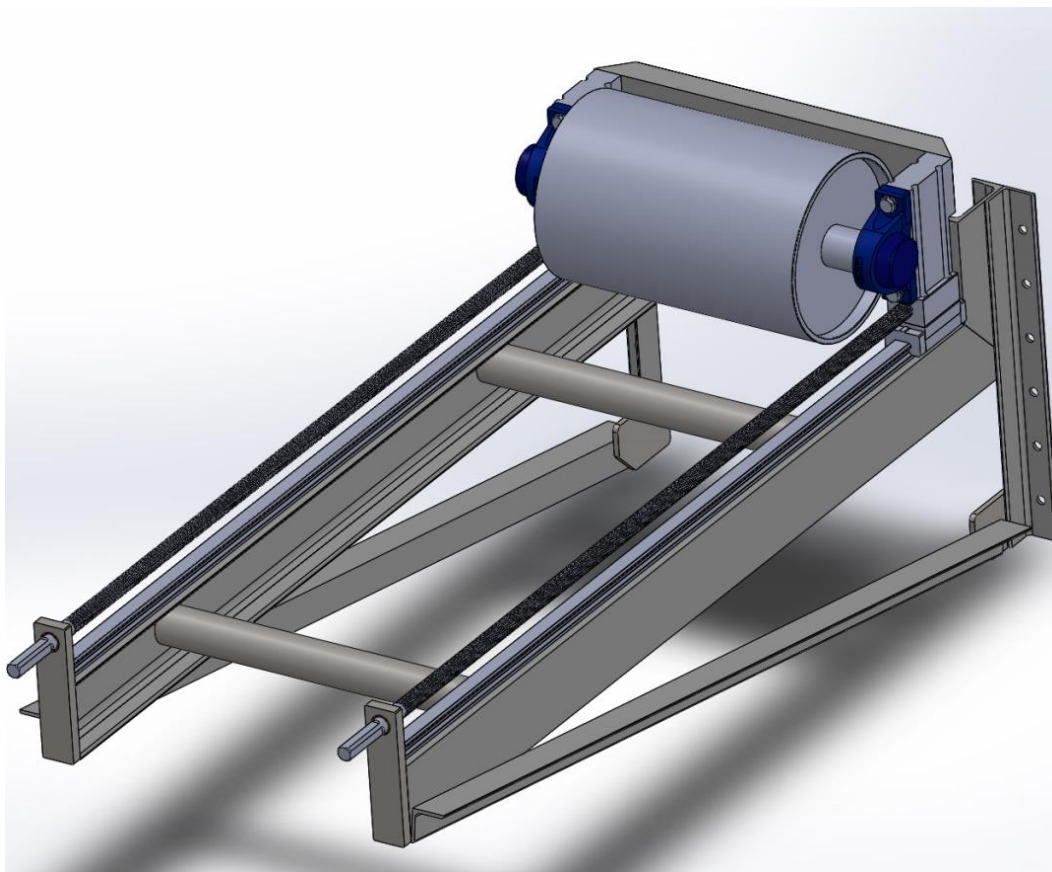
Obr. 11 Spoj segmentů

5.2 HNANÝ BUBEN

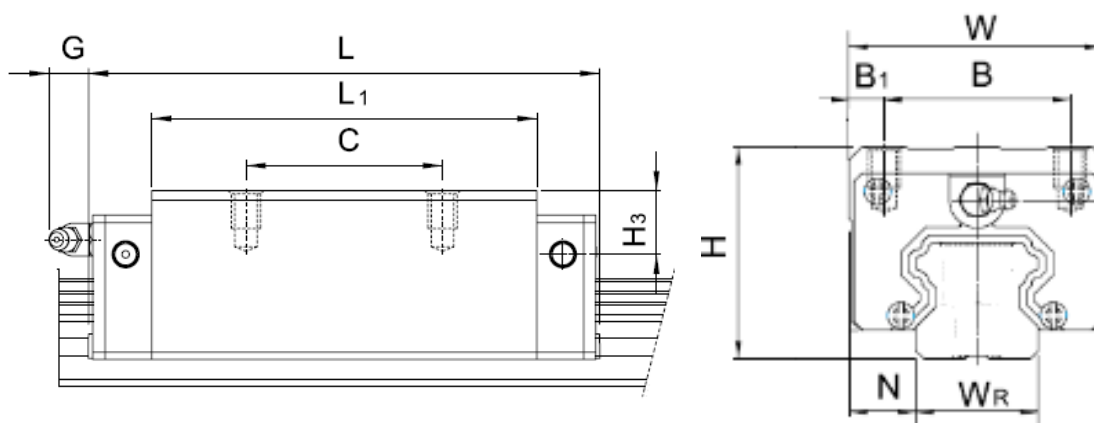
Buben se skládá z hřídele hnaného bubnu, bočnic a pláště, které jsou tvořeny z 10 mm plechu. Průměr bubnu je 320 mm. Hřídel má průměr 70 mm a je uložena v ložiscích o vnitřním průměru 50 mm.

5.3 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Rám napínacího zařízení je tvořen z profilu U 140 ČSN 42 5570 [4] stejně jako rám dopravníku. Zdvih činí 1,5 m. Napínání funguje pomocí závitových tyčí s lichoběžníkovým závitem o průměru 30 mm, které jsou namáhány na vzpěr. Do profilu U 140 je vyvrtána díra, ve které je zúžený konec závitové tyče uložen v bronzovém pouzdře. Proti pohybu jsou závitové tyče jištěné pojistnými kroužky. Hnaný buben je uložen v ložiskových jednotkách SKF SY 50 FM [10], které jsou přišroubovány k tělesu, ve kterém je zároveň závit zajišťující lineární posuv. Posuv je umožněn díky uložení na lineárním vedení Hiwin HGH 35 HT [5] Lineární vedení probíhá po kolejnici, která je k rámu napínacího zařízení přišroubována.



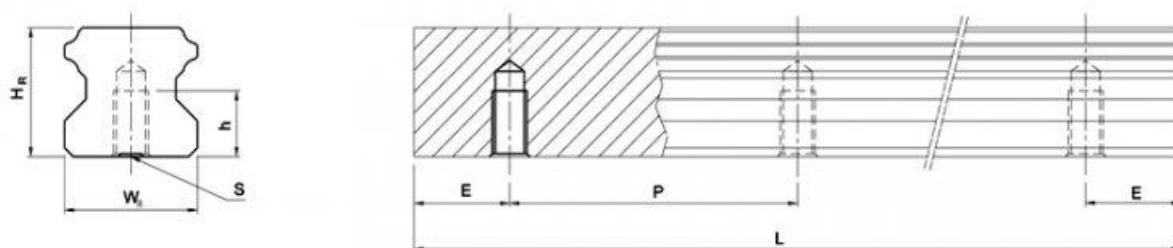
Obr. 12 Napínací zařízení



Obr. 13 Vozík lin. Vedení Hiwin HGH 35 HA [5]

Tab. 1 Rozměry (mm) vozíku lin vedení Hiwin HGH 35 HA [5]

B	B1	C	G	H	H3	L	L1	N	W	Wr
50	10	72	12	55	19,6	138,2	105,8	18	70	34



Obr. 14 Kolejnice lin vedení Hiwin HGR 35 T [5]

Tab. 2 Rozměry (mm) kolejnice lin vedení Hiwin HGR 35 T [5]

E	h	H _R	L	P	S
10	17	34	1638	80	M8

5.3.1 KONTROLA ZÁVITOVÝCH TYČÍ NA VZPĚR

Byla zvolena závitová tyč s lichoběžníkovým závitem M30x1600. Podle norem dle ČSN 01 4050 je pro tento závit, který má rozteč 3 mm malý průměr $d_3=26,5$ mm [4].

5.3.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA NAPÍNACÍ ŠROUB

$$F_z = \frac{F_V}{2}$$

$$F_z = \frac{24042}{2} \quad (60)$$

$$F_z = 12021 \text{ N}$$

5.3.3 POLOMĚR SETRVAČNOSTI NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$i = \sqrt{\frac{j_{min}}{S_{ZT}}}$$

$$i = \sqrt{\frac{17686,1}{471,4}} \quad (61)$$

$$i = 6,1$$

5.3.4 KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64}$$



$$j_{min} = \frac{\pi \cdot 26,5^4}{64} \quad (62)$$

$$j_{min} = 24207,7 \text{ mm}^4$$

5.3.5 PLOCHA PRŮŘEZU NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$S_{zt} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}$$

$$S_{zt} = \frac{\pi \cdot 26,5^2}{4} \quad (63)$$

$$S_{zt} = 551,5 \text{ mm}^2$$

5.3.6 ŠTÍHLOST NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i}$$

$$\lambda = \frac{707,1}{6,1} \quad (64)$$

$$\lambda = 115,9$$

5.3.7 REDUKOVANÁ DÉLKA ŠROUBU

$$l_{red} = \frac{l_{ns}}{\sqrt{2}}$$

$$l_{red} = \frac{1500}{\sqrt{2}} \quad (65)$$

$$l_{red} = 1060,7$$

5.3.8 KRITICKÁ SÍLA DLE EULERA

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_{red}^2}$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 24207,7}{1060,7^2} \quad (66)$$

$$F_{kr} = 44595,1 \text{ N}$$

5.3.9 BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU VZPĚRNÉ STABILITY

$$k_{vs} = \frac{F_{kr}}{F_z}$$

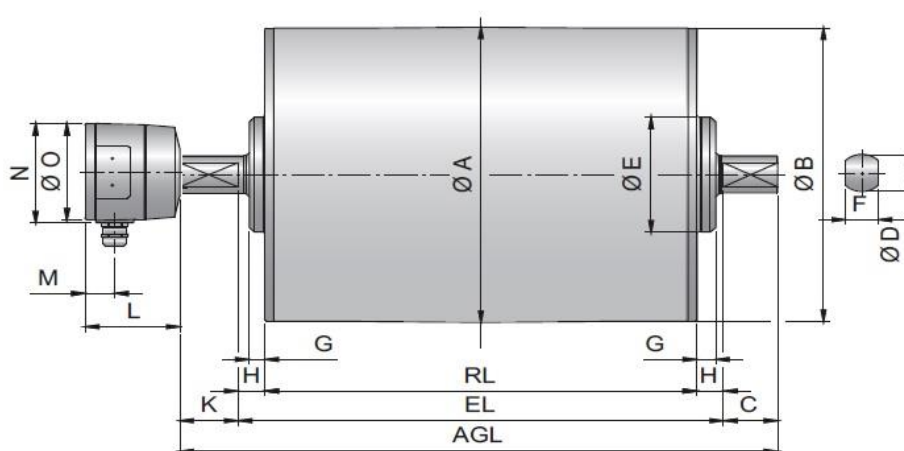
$$k_{vs} = \frac{44595,1}{12021} \quad (67)$$

$$k_{vs} = 3,65$$

5.4 HNACÍ BUBEN

Byl zvolen motorový buben Rulmeca 320 M. Výhodou motorového bubnu je, že motor i převodovka jsou uvnitř bubnu. Tím pádem je montáž motorového bubnu jednoduchá a zařízení také zabere ze všech možností nejméně místa. Výkon bubnu je 11 kW, krouticí moment je 671 N. m a maximální radiální zatížení 20000 N [9].

Uložení motorového bubnu je zajištěno pomocí konzoly KL41-HD od stejného výrobce [9].



Obr. 15 Rozměry (mm) motorového bubnu Rulmeca 320M [9]

Tab. 3 Rozměry (mm) motorového bubnu Rulmeca 320M [9]

A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	O	RL
321	319	50	40	125	30	17,5	25	54	87	27	107	105	500

5.5 NOSNÁ VĚTEV

Nosná větev se skládá ze stolic a válečků. Podpírá dopravníkový pás zatížený dopravovaným materiálem.

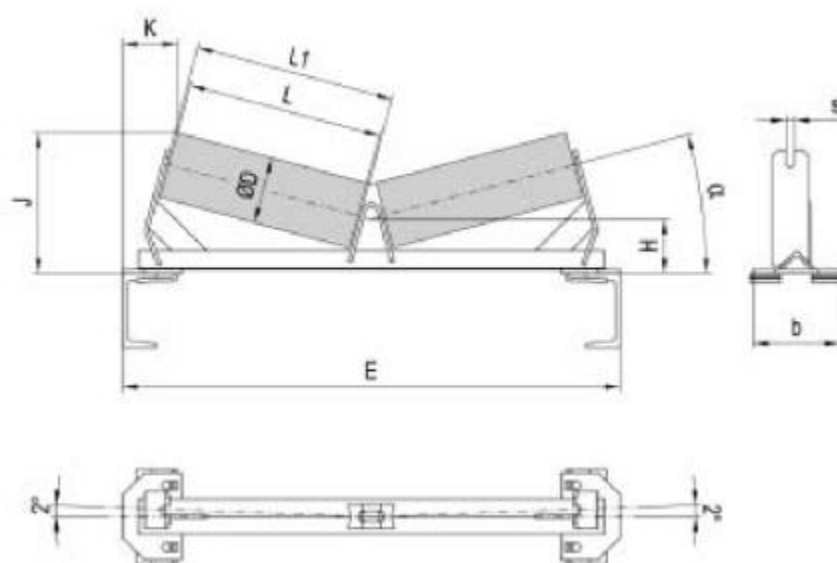
5.5.1 STOLICE NOSNÉ VĚTVE

Pro dopravník je zvolena stolička Transroll CCV-S, která při montáži nevyžaduje vrtání do rámu dopravníku. Tato stolička nese dva válečky. Rozteč prvních čtyř stolic v místě násypu je 0,5 m a zbylé stoličky mezi sebou mají rozteč 1 m. Válečky mají sklon 20° a k ose pásu svírají úhel 2°, čímž je zajištěno lepší vedení pásu [8].

5.5.2 VÁLEČKY NOSNÉ VĚTVE



V nosné větvi jsou použity válečky hladké Transroll 89×250 / 6204 [8].



Obr. 16 Stolice s válečky nosné větve [7]

Tab. 4 Rozměry (mm) nosné stolice Transroll [7]

Šířka Pásu	α	E	D	L	L1	H	J	K	b	s	Hmotnost (kg)
400	20°	700	89	250	258	88	223	110	140	14	5

5.6 VRATNÁ VĚTEV

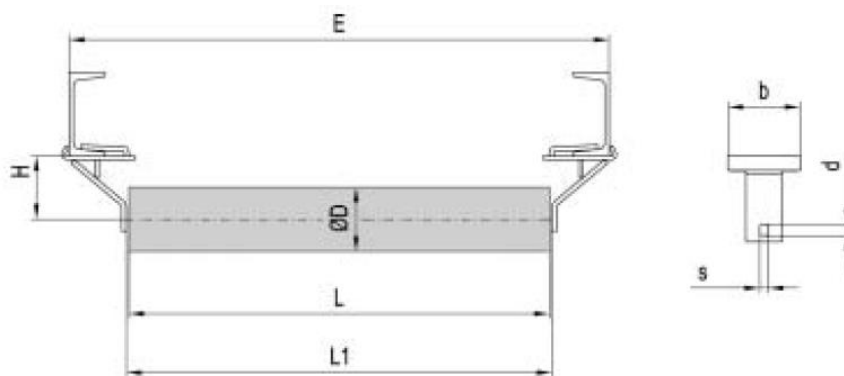
Slouží k podpoře a vedení nezatíženého pásu. Ve vratné větvi také dochází k čištění pásu. Vratná větev se většinou skládá ze stolic jednoválečkových.

5.6.1 STOLICE VRATNÉ VĚTVE

Pro vratnou větev je zvolena stolice Transroll RB – S [7], kdy stejně jako u nosné větve není nutné při montáži vrtat do rámu dopravníku. Rozteč mezi stolicemi vratné větve je 3 m.

5.6.2 VÁLEČKY VRATNÉ VĚTVE

Ve vratné větvi jsou zvoleny válečky Transroll 63×500 / 6204 [7].



Obr. 17 Stolice s válečky vratné větve [7]

Tab. 5 Rozměry (mm) válečkové stolice vratné větve [7]

Šířka pásu	E	D	L	L1	H	b	d	s	Hmotnost (kg)
400	700	63	500	508	84	100	20	14	1,4

5.7 PÁS DOPRAVNÍKU

Je zvolen pás výrobce GUMEX EP typ 250/2 [6], který má vysokou odolnost proti opotřebení a vyhovuje i všem ostatním požadavkům.



Obr. 18 Uspořádání nosných vložek pásu GUMEX [6]

5.8 STĚRAČ PÁSU



Byl zvolen Čelní stěrač od firmy Hampus s břity z tvrdokovu uloženými v polyuretanovém loži, který vyniká jednoduchostí a dlouhou životností [11].



Obr. 19 Stěrač Hampus 9100[11]



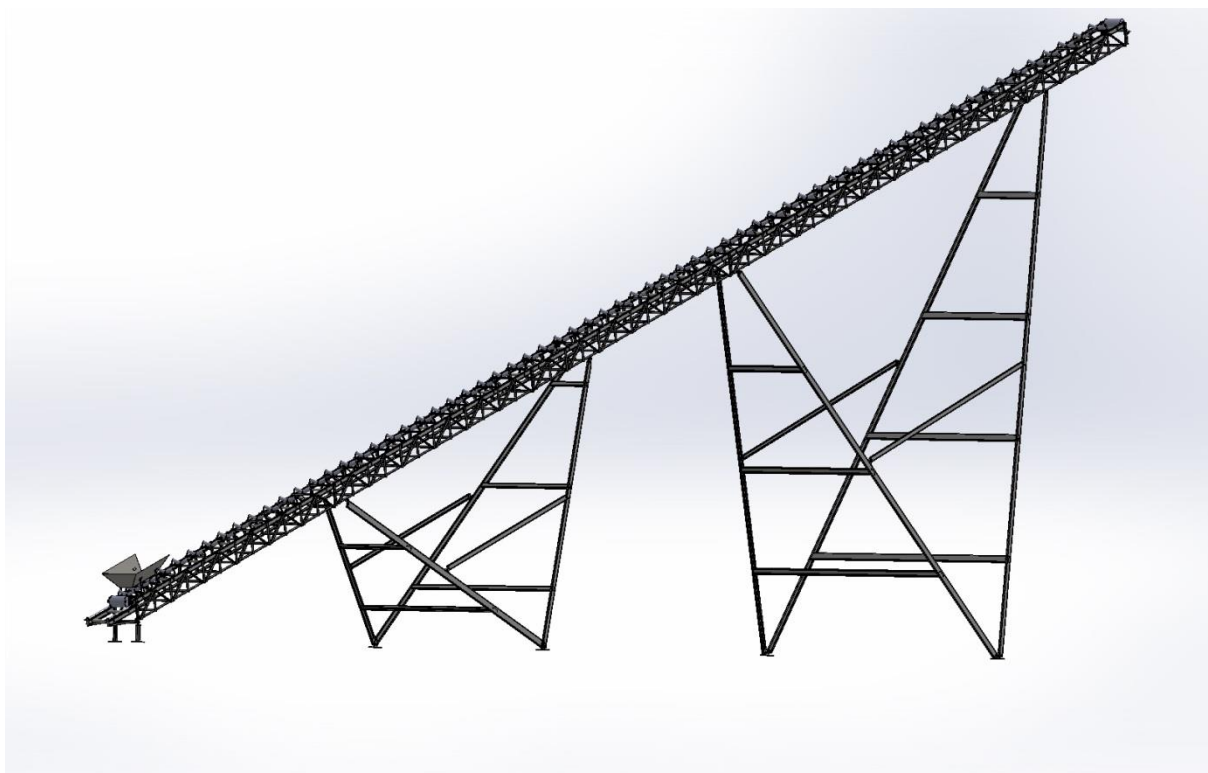
ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout šikmý pásový dopravník pro přepravu cihlové drti. Úvod práce je věnován pásovým dopravníkům obecně. Následují výpočty pro návrh. Na základě zadáných parametrů byl vypracován návrh dle normy ČSN ISO 5048 z roku 1994. Z výsledků byl proveden samotný konstrukční návrh dopravníku.

Rám dopravníku je tvořen z normalizovaných profilů U a vyztužen příhradovou konstrukcí. Pohon pásu obstarává elektrobuben od firmy Rulmeca o výkonu 11kw, který poskytuje výhody v jednoduché montáži a kompaktních rozměrech.

Byl proveden návrh napínacího zařízení, kde napínání probíhá pomocí šroubu. Lineární pohyb je zde umožněn pomocí lineárního vedení od firmy Hiwin.

K vypracování práce jsem využil uvedené informační zdroje, znalosti z předchozího studia a rad vedoucího mé bakalářské práce.



Obr. 20 Sestava pásového dopravníku



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků: určeno pro stud. fak. strojní*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1983, 290 s.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1988, 277 s.
- [3] Norma ČSN ISO 5048: 1994. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 16s
- [4] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004, 753 s. ISBN 80-7183-312-6.
- [5] Hiwin. *Katalog – lineární vedení*. [online]. 5.4.2015 [cit. 2015-04-05]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/download/2403d964f8236bf562c0da3fb0e82b55>
- [6] Pryžové pásy. Gumex. [online]. 21.4.2015 [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/ep250-2-pryzove-pasy-pro-vseobecne-pouziti-52692.html>
- [7] Transroll. *Katalog pražců*. [online]. 1.4.2014 [cit. 2014-04-1]. Dostupné z: http://www.transroll.cz/download/TRANZA_IdlersEn.
- [8] Transroll. *Katalog válečků*. [online]. 1.4.2014 [cit. 2014-04-1]. Dostupné z: http://www.transroll.cz/download/TRANSROLL_RollersEn.pdf
- [9] Rulmeca. *Motorized pulleys*. [online]. 21.4.2015 [cit. 2015-04-21]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/4%20Tables_320L,%20320M%20&%20320H.pdf
- [10] Skf. *Stojaté ložiskové jednotky*. [online]. 5.4.2015 [cit. 2015-04-05]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/cast-housing-eccentric-locking-collar/index.html?prodid=211104050&imperial=false>
- [11] Eurobelt. *PRE-SCRAPER*. [online]. 23.4.2015 [cit. 2015-04-23]. Dostupné z: <http://www.eurobelt.cz/files/9100.pdf>
- [12] JANÍČEK, Přemysl. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. 3., přeprac. vyd., V Akademickém nakladatelství CERM 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 287 s. ISBN 80-214-2592-x.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	$[m^2]$	Dotyková plocha mezi pásem a stěračem pásu
B	$[m]$	Šířka dopravního pásu
C_l	$[-]$	Dynamická únosnost ložiska
D_B	$[m]$	Průměr bubnu
E	$[MPa]$	Modul pružnosti v tahu
F	$[N]$	Průměrný tah v pásu na bubnu
F_1	$[N]$	Tah v pásu v nosné větvi
F_{2min}	$[N]$	Minimální tahová síla v dolní větvi
F_2	$[N]$	Tah v pásu ve vratné větvi
F_{hmin}	$[N]$	Min. tahová síla pro horní větev s ohledem na průvěs pásu
F_A	$[N]$	Zatížení od bočnic bubnu
F_B	$[N]$	Zatížení od bočnic bubnu
F_C	$[N]$	Reakční síly v podporách
F_D	$[N]$	Reakční síly v podporách
F_H	$[N]$	Hlavní odpory
F_{KR}	$[N]$	Kritická síla
F_N	$[N]$	Vedlejší odpory
F_S	$[N]$	Přídavné odpory
F_{S1}	$[N]$	Přídavné hlavní odpory
F_{S2}	$[N]$	Přídavné vedlejší odpory
F_{St}	$[N]$	Odpor k překonání dopravní výšky
F_U	$[N]$	Potřebná obvodová síla na hnacím bubnu
F_{UP}	$[N]$	Teoretická obvodová síla potřebná na hnacím bubnu
F_V	$[N]$	Výsledná síla namáhající buben
F_Z	$[N]$	Síla působící na napínací šroub
F_a	$[N]$	Odpor shrnovače pásu
F_{bA}	$[N]$	Odpor setrvačných sil v místě nakládky
F_{dmin}	$[N]$	Min. tahová síla pro dolní větev s ohledem na průvěs pásu
F_f	$[N]$	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_{gL}	$[N]$	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_{max}	$[N]$	Největší tahová síla v pásu
F_{nap}	$[N]$	Napínací síla



F_o	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
F_t	[N]	Odpor v ložiskách hnaného bubnu
F_ε	[N]	Odpor vychýlení bočních válečků
H	[m]	Dopravní výška
I_V	[m ³ /s]	Objemový dopravní výkon
I_m	[kg/h]	Hmotnostní dopravní výkon
J_{min}	[mm ⁴]	Kvadraticky moment
K	[-]	Součinitel korekce vrchlíku
L	[m]	Délka dopravníku
L_1	[m]	Vzdálenost působišť sil F_A a F_B
L_2	[m]	Vzdálenost působišť sil F_C , F_A a F_B , F_D
L_E	[m]	Vzdálenost působišť síly F_D
M_{O2}	[Nm]	Ohybový moment v bodě 2
M_{Omax}	[Nm]	Maximální ohybový moment
P_1	[-]	Počet řad válečků v nosné větvi
P_2	[-]	Počet řad válečků ve vratné větvi
P_A	[W]	Teoretický výkon hnacího bubnu
P_M	[W]	Výkon hnacího bubnu
P_r	[N]	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení
Q	[kg/h]	Dopravní výkon
R_{mp}	[MPa]	Pevnost pásu
S	[m ²]	Průřez náplně dopravníku
S_1	[m ²]	Plocha průřezu náplně vrchlíku
S_2	[m ²]	Plocha průřezu náplně korýtky
S_K	[m ³]	Skutečná plocha průřezu náplně
S_T	[m ³]	Teoreticky potřebná plocha průřezu náplně
S_{ZT}	[mm ²]	Plocha průřezu napínacího šroubu
W_{O1}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v bodě 1
W_{O2}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v bodě 2
a_n	[m]	Rozteč válečkových stolic v oblasti násypky
a_o	[m]	Rozteč válečkových stolic v nosné větvi
a_u	[m]	Rozteč válečkových stolic ve vratné větvi
b	[m]	Ložná šířka pásu



b_1	[m]	Světlá šířka bočního vedení
d	[m]	Tloušťka pásu
d_{H1}	[m]	Průměr hřídele v ložisku
e	[-]	Základ přirozeného logaritmu
f	[-]	Globální součinitel tření
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
i	[-]	Poloměr setrvačnosti napínacího šroubu
k	[-]	Součinitel sklonu
k_1	[-]	Součinitel korekce vrchlíku
k_1	[-]	Bezpečnost v ohybu v bodě 1
k_2	[-]	Bezpečnost v ohybu v bodě 1
k_{VS}	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability
l_b	[m]	Urychlovací délka
l_{ns}	mm	Provozní délka šroubu
l_{red}	mm	Redukovaná délka napínacího šroubu
n	Ot.min ⁻¹	Otáčky hnaného bubnu
p	[N/m ²]	Tlak mezi čističem pásu a pásem
q_1	[kg]	Váha rotující části válečku v horní větvi
q_2	[kg]	Váha rotující části válečku v dolní větvi
q_B	[kg/m]	Hmotnost 1 m dopravního pásu
q_G	[kg/m]	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu
q_{RO}	[kg/m]	Hmotnost rotující části válečku na 1m nosné větve dopravníku
q_{RU}	[kg/m]	Hmotnost rotující části válečku na 1m vratné větve dopravníku
r	mm	Poloměr hnaného bubnu
t_C	[m]	Dotyková plocha mezi pásem a stěračem pásu
v	[m/s]	rychlost pásu
v_0	[m/s]	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
α_0	[-]	Součinitel tvaru
μ_0	[-]	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem
μ_1	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
μ_3	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
ρ_o	[kg/m ³]	Hustota oceli



σ_{O2}	[MPa]	Ohybové napětí v bodě 2
σ_{ODOV}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{Omax}	[MPa]	Maximální ohybové napětí
λ	[-]	Štíhlost napínacího šroubu
ω	Rad.s ⁻¹	Úhlová rychlost hnaného bubnu
β	[°]	Úhel sklonu válečků ve válečkové stolicí
δ	[°]	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu
η	[-]	Celková účinnost
θ	[°]	Dynamický sypný úhel (dopravované hmoty)
μ	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
ξ	[-]	Součinitel rozběhu
ρ	[kg/m ³]	Objemová sypná hmotnost dopravované hmoty
φ	[rad]	Úhel opásání poháněcího bubnu
$\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}$	[m]	Dovolený relativní průvės pásu mezi válečkovými stolicemi



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresové dokumentace: Výkres sestavy dopravníku
Výkres sestavy napínacího zařízení
Výkres hnané hřídele